

明細書

可変圧縮比内燃機関のマウント装置

技術分野

本発明は、圧縮比を可変とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置に関する。

背景技術

近年、内燃機関の燃費性能や出力性能を向上させることを目的として、内燃機関の圧縮比を変更可能にする技術が提案されている。例えば、内燃機関の燃焼室を構成する機関要素であるシリンダブロックとクランクケースに連結されている制御軸を回転駆動して、シリンダブロックとクランクケースとを相対移動させることで、燃焼室の容積を変更して該内燃機関の圧縮比を変更する技術が公開されている（例えば、日本国特許公開 2003-206771 号公報を参照。）。

また、シリンダブロックがクランクケースに対して旋回することで内燃機関の圧縮比を変更可能とする内燃機関において、ギヤケースや補機類をクランクケースに設けられた横壁に取り付けることで、その取付を簡潔にするとともに、従来形式のフランジ面を利用する技術が公開されている（例えば、日本国特許 3224816 号公報を参照。）。

発明の開示

シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関において、その車体部材への具体的な取り付け方法については未だ開示されていない。

また、上記の可変圧縮比内燃機関において圧縮比の変更によって生じる力が、車体部材へのマウント装置を介して車両本体へ伝わり、車両の振動等が顕著となる虞がある。

本発明は、上記した問題に鑑み、シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃

機関において、車体部材への取り付けを行うマウント装置の具体的な態様を示すとともに、車両の振動をより効率的に抑制し得るマウント装置を提供することを目的とする。

上記の課題を解決するために、本発明は、第一に、シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記シリンダブロックが前記クランクケースの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、更に、前記第二マウント部は、前記クランクケースに設けられるようにする。

上記の可変圧縮比内燃機関（以下、単に「内燃機関」ともいう）においては、シリンダブロック側の機関要素（以下、単に「クランクケース」ともいう）、例えばシリンダブロックやシリンダヘッド等とクランクケース側の機関要素（以下、単に「シリンダブロック」ともいう）、例えば、クランクケース、クランクシャフト、トランスミッション装置等とをシリンダの軸線方向に相対移動させることで、燃焼室の容積が変更され、以て圧縮比が変更される。即ち、シリンダブロックとクランクケースとを相対的に遠ざけることで、燃焼室の容積が増加し、以て圧縮比が低下する。逆に、シリンダブロックとクランクケースとを相対的に近づけることで、燃焼室の容積が低下し、以て圧縮比が増加する。

そして、上記内燃機関は、第一マウント部と第二マウント部との少なくとも2点でつり下げられた状態で、且つシリンダブロックをクランクケースの上側に位置させた状態で車体部材に取り付けられる。ここで、上側とは、内燃機関が取り付けられる車両において、車両が接地する地面と反対側の方向を意味する。尚、この第一マウント部や第二マウント部においては、内燃機関の振動の車体への伝達を抑制するとともに、内燃機関の車体部材へのより確実な取り付けが行われるべく、弾性部材や液封部材等による振動減衰部材が用いられるのが好ましい。

このように構成される内燃機関のマウント装置において、第二マウント部をクランクケースに設けることで、圧縮比の変更に際しては、クランクケースを車体

部材に固定した状態で、シリンダブロックをシリンダの軸線方向に移動させることになる。従って、比較的重量の軽いシリンダブロックを移動させることで圧縮比の変更を行うことになり、圧縮比の変更に要するエネルギーを小さく抑制することが可能となる。特に、シリンダブロックとクランクケースとの間にバネ等による付勢力を両者が遠ざけられる方向に作用させることで、内燃機関において低圧縮比への移行を容易に行うことが可能にもなり、以て内燃機関の機関負荷の上昇に伴うノッキングを有効的に抑制することが可能となる。

第二に、上記した課題を解決するために、本発明は、シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記シリンダブロックが前記クランクケースの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、更に、前記第二マウント部は、前記シリンダブロックに設けられるようにする。

このように構成される内燃機関のマウント装置において、第二マウント部をシリンダブロックに設けることで、圧縮比の変更に際しては、シリンダブロック側の機関要素を車体部材に固定した状態で、クランクケース側の機関要素をシリンダの軸線方向に移動させることになる。これにより、比較的重量の重いクランクケースの重力エネルギーをシリンダブロックとクランクケースとが相対的に遠ざかる方向に利用することが可能となり、両者を遠ざけることで行われる圧縮比の変更、即ち低圧縮比側への圧縮比の変更に於いて、その変更に要する時間を短縮することが可能となる。特に、内燃機関の機関負荷が上昇して発生するノッキングを抑制するために、圧縮比を低下するために要する時間は可及的に短い方が好ましい。そこで、内燃機関の圧縮比を低下させることに重点を置く場合には、上記の内燃機関のマウント装置による内燃機関の取り付け態様は好ましいと言い得る。

第三に、上記した課題を解決するために、本発明は、シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能と

する可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記シリンダブロックが前記クランクケースの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、更に、前記第二マウント部は、前記シリンダブロックに設けられたシリンダブロック側マウント部と、前記クランクケースに設けられたクランクケース側マウント部とで構成されるようにする。

このように構成される内燃機関のマウント装置においては、第二マウント部として、シリンダブロック側マウント部とクランクケース側マウント部が設けられることで、それぞれのマウント部に掛かる荷重を軽減すると共に、上記の第一の発明と第二の発明の利点である、圧縮比の変更に要するエネルギーの抑制と、シリンダブロックとクランクケースとを遠ざけることで行われる圧縮比の変更においてその変更に要する時間の短縮とを、両立することが可能となる。

一方で、内燃機関の圧縮比の変更に際して行われるシリンダブロックとクランクケースとの相対移動は、第二マウント部としてのシリンダブロック側マウント部とクランクケース側マウント部の弾性変化が可能である範囲に限られる。例えば、シリンダブロック側マウント部とクランクケース側マウント部に、上述した振動減衰部材が用いられている場合には、その振動減衰部材が弾性変化し得る範囲で、圧縮比の変化が行われる。

第四に、上記した課題を解決するために、本発明は、シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記クランクケースが前記シリンダブロックの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、更に、前記第二マウント部は、前記クランクケースに設けられるようにする。

即ち、第一マウント部と第二マウント部で取り付けられる場合、第四の発明に係る内燃機関のマウント装置は、第一から第三の発明に係る内燃機関のマウント

装置とは異なり、シリンダブロックがクランクケースの下側に位置することで倒立した状態となる。このように構成される内燃機関のマウント装置では、クランクケースの下側に位置するシリンダブロックの重力エネルギーを利用して、圧縮比の低下に要する時間を短縮することが可能となる。ここで、圧縮比の変更に際してシリンダブロックを車体部材に取り付けた状態でクランクケースを移動させると、クランクケースの重力エネルギーを利用することで圧縮比の低下に要する時間の短縮は可能となるが、クランクシャフトやそれに繋がるトランスミッション装置等の位置を変化させる必要がある。しかし、本発明はクランクケースを車体部材に取り付けた状態でシリンダブロックを移動させるため、クランクシャフトやそれに繋がるトランスミッション装置等の位置を変化させる必要はない。

ここで、上記の第一から第四の発明に係るマウント装置によって車体部材に取り付けられる内燃機関では、燃焼に起因して生じたクランクシャフトからの機関出力がトランスミッション装置を経由して、その出力軸から該内燃機関を搭載する車両の車輪に伝達されることで、車両が駆動される。それと同時に、車輪が地面から反力を受け、その反力が車輪からトランスミッション装置の出力軸へ伝わることで、該出力軸の回転モーメントが発生する。この回転モーメントは、該出力軸を中心として内燃機関を回転させるトルクとして作用する。

一方で、内燃機関の圧縮比を変更するために、シリンダブロックとクランクケースとを相対的に移動させる場合、第二マウント部によって車体部材に取り付けられているシリンダブロック又はクランクケースに、その相対移動に起因する力が働く。即ち、第二マウント部がシリンダブロックに設けられている場合には該シリンダブロックに、第二マウント部がクランクケースに設けられている場合には該クランクケースに、該力が働く。そして、この力によってトランスミッション装置の出力軸を中心とした回転モーメントが発生する。

これらの回転モーメントは、第一マウント部、第二マウント部の取り付け位置および車両に設置された状態での内燃機関の向きによっては、その回転方向が重複する場合があります、その場合これらの回転モーメントによって内燃機関や、それを搭載する車両が振動する虞がある。

そこで、第一から第四の発明に係る内燃機関のマウント装置において、前記可

変圧縮比内燃機関におけるシリンダ内の燃焼に起因して生じる、前記トランスミッション装置の出力軸回りのモーメントであって、該可変圧縮比内燃機関に作用する回転モーメントの向きが、前記可変圧縮比内燃機関における所定の圧縮比変更時に前記第二マウント部が設けられた前記シリンダブロック又は前記クランクケースの何れかに働く力によって生じる該出力軸回りの回転モーメントの向きと逆向きとなるべく、前記第一マウント部と前記第二マウント部および前記可変圧縮比内燃機関の向きが設定されるようにしてもよい。

ここで、所定の圧縮比変更時とは、シリンダブロックとクランクケースとを相対移動させることで発生する力による、トランスミッション装置の出力軸回りの回転モーメントが比較的大きく、その回転モーメントによって内燃機関を搭載する車両の振動が顕著になる虞がある場合をいう。特に、内燃機関での燃焼において低圧縮比が必要とされるとき、例えば内燃機関の機関負荷が高くなり、ノッキングを回避するために可及的に早期にシリンダブロックとクランクケースとを遠ざけて圧縮比を低下させるときは、前記回転モーメントが大きくなる。

そして、上述の両回転モーメントの向きを互いに逆向きとすることで、回転モーメントが打ち消し合われ、以て圧縮比変更時の車両の振動を抑制することが可能となる。特に、内燃機関の機関負荷が高くなりシリンダブロックとクランクケースとを遠ざけて圧縮比を低下させるときは、上述の通り両者の相対的移動に伴う回転モーメントが大きくなる一方で、機関出力が高まることによって燃焼に起因して生じる回転モーメントも大きくなる。従って、好ましくは、シリンダブロックとクランクケースとを遠ざけて圧縮比を低下させるときに発生する出力軸回りの回転モーメントを基準として、第一マウント部と第二マウント部の位置、および内燃機関の向きを決定するのがよい。

また、内燃機関の圧縮比を変更するために、シリンダブロックとクランクケースとを相対的に移動させるときに、第二マウント部によって車体部材に取り付けられているシリンダブロック又はクランクケースに生じる力によって、第一マウント部と第二マウント部とを結ぶマウント軸を中心とした回転モーメントが発生する。そして、この回転モーメントと、車輪が地面から反力を受けその反力が車輪からトランスミッション装置の出力軸へ伝わることで生じる、該出力軸の回転

モーメントとが、第一マウント部、第二マウント部の取り付け位置および車両に設置された状態での内燃機関の向きによっては、その回転方向が重複する場合があります、その場合これらの回転モーメントによって内燃機関や、それを搭載する車両が振動する虞がある。

そこで、前記可変圧縮比内燃機関におけるシリンダ内の燃焼に起因して生じる、前記トランスミッション装置の出力軸回りのモーメントであって、該可変圧縮比内燃機関に作用する回転モーメントの向きが、前記可変圧縮比内燃機関における所定の圧縮比変更時に前記第二マウント部が設けられた前記シリンダブロック又は前記クランクケースの何れかに働く力によって生じる、前記第一マウント部と前記第二マウント部とを結ぶマウント軸回りの回転モーメントの向きと逆向きとなるべく、前記第一マウント部と前記第二マウント部および前記可変圧縮比内燃機関の向きが設定されるようにしてもよい。

ここで、所定の圧縮比変更時とは、上述の所定の圧縮比変更時と同義である。そして、上述の両回転モーメントの向きを互いに逆向きとすることで、回転モーメントが打ち消し合われ、以て圧縮比変更時の車両の振動を抑制することが可能となる。特に、内燃機関の機関負荷が高くなりシリンダブロックとクランクケースとを遠ざけて圧縮比を低下させるときは、マウント軸回りの回転トルクが大きくなる一方で、機関出力が高まることによって出力軸回りの回転トルクも大きくなる。従って、好ましくは、シリンダブロックとクランクケースとを遠ざけて圧縮比を低下させるときに発生するマウント軸回りの回転モーメントを基準として、第一マウント部と第二マウント部の位置、および内燃機関の向きを決定するのがよい。

上述までの内燃機関のマウント装置において、該内燃機関はフロントエンジンフロントドライブ方式、いわゆるFF方式の車両駆動用の内燃機関であってもよい。

また、上述までの内燃機関のマウント装置において、前記第一マウント部と前記第二マウント部とを結ぶ線は、前記可変圧縮比内燃機関と前記トランスミッション装置とから構成される駆動装置の慣性モーメントを最小とする慣性主軸を形成し、若しくは該慣性主軸から所定の範囲内に含まれてもよい。

ここで、第一マウント部と第二マウント部とを結ぶ線は、慣性主軸と一致するのが好ましいが、内燃機関の車体部材への取り付けにおいては空間的な制約により完全に一致させることが難しい場合がある。そのような場合には、可及的に慣性主軸に近い位置に、第一マウント部と第二マウント部とを結ぶ線が配置されるべく、前記所定の範囲が設けられる。

このように第一マウント部と第二マウント部を設けることで、内燃機関が第一マウント部と第二マウント部とを結ぶ線を中心に振動したときに車両に生じる振動をより小さく抑えることが可能となる。

図面の簡単な説明

第1図は、本発明の実施の形態に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置が適用される可変圧縮比内燃機関の概略構成を示す図である。

第2図は、本発明の第一の実施の形態における可変圧縮比内燃機関の、圧縮比の変更の様子を示す第一の図である。

第3図は、本発明の第一の実施の形態に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置において、圧縮比変更の際の出力軸とマウント軸回り回転モーメントの状態を示す図である。

第4図は、本発明の第二の実施の形態に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置において、圧縮比変更の際の出力軸とマウント軸回り回転モーメントの状態を示す図である。

第5図は、本発明の第三の実施の形態に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置において、圧縮比変更の際の出力軸とマウント軸回り回転モーメントの状態を示す図である。

第6図は、本発明の第四の実施の形態に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置において、圧縮比変更の際の出力軸とマウント軸回り回転モーメントの状態を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

ここで、本発明に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置の実施の形態につい

て図面に基づいて説明する。

<実施例 1>

図 1 は、圧縮比を可変とする可変圧縮比内燃機関（以下、単に「内燃機関」という）1 の概略構成を表す図である。尚、本実施の形態においては、内燃機関 1 を簡潔に表示するため、一部の構成要素の表示を省略している。シリンダ 2 内の燃焼室には、シリンダヘッド 10 に設けられた吸気ポート 18 を介して吸気管 19 が接続されている。シリンダ 2 への吸気の流入は吸気弁 5 によって制御される。吸気弁 5 の開閉は、吸気側カム 7 の回転駆動によって制御される。また、シリンダヘッド 10 に設けられた排気ポート 20 を介して、排気管 21 が接続されている。シリンダ 2 外への排気の排出は排気弁 6 によって制御される。排気弁 6 の開閉は排気側カム 8 の回転駆動によって制御される。更に、吸気ポート 18 には燃料噴射弁 17 が、シリンダ 2 の頂部には、点火プラグ 16 が設けられている。そして、内燃機関 1 のクランクシャフト 13 にコンロッド 14 を介して連結されたピストン 15 が、シリンダ 2 内で往復運動を行う。

ここで、内燃機関 1 においては、可変圧縮比機構 9 によって、シリンダブロック 3 をクランクケース 4 に対してシリンダ 2 の軸線方向に相対移動させることで、内燃機関 1 の圧縮比が変更される。即ち、可変圧縮比機構 9 が、シリンダブロック 3 と共にシリンダヘッド 10 を、シリンダ 2 の軸線方向にクランクケース 4 に対して相対移動させることによって、シリンダブロック 3、シリンダヘッド 10 およびピストン 15 によって構成される燃焼室の容積が変更され、その結果、内燃機関 1 の圧縮比が可変制御される。例えば、シリンダブロック 3 がクランクケース 4 から遠ざかる方向に相対移動されると、燃焼室容積が増えて圧縮比が低下する。

可変圧縮比機構 9 は、軸部 9a と、軸部 9a の中心軸に対して偏心された状態で軸部 9a に固定された正円形のカムプロフィールを有するカム部 9b と、カム部 9b と同一外形を有し軸部 9a に対して回転可能且つカム部 9b と同じように偏心状態で取り付けられた可動軸受部 9c と、軸部 9a と同心状に設けられたウォームホイール 9d と、ウォームホイール 9d と噛み合うウォーム 9e と、ウォーム 9e を回転駆動させるモータ 9f によって構成される。そして、カム部 9b

はシリンダブロック 3 に設けられた収納孔内に設置され、可動軸受部 9 c はクランクケース 4 に設けられた収納孔内に設置され、また、モータ 9 f は、シリンダブロック 3 に固定されており、シリンダブロック 3 と一体的に移動する。ここで、モータ 9 f からの駆動力は、ウォーム 9 e とウォームホイール 9 d とを介して軸部 9 a に伝えられる。そして、偏心状態にあるカム部 9 b、可動軸受部 9 d が駆動されることで、シリンダブロック 3 がクランクケース 4 に対してシリンダ 2 の軸線方向に相対移動させられて、圧縮比が変更される。

また、内燃機関 1 には、該内燃機関 1 を制御するための電子制御ユニット（以下、「ECU」という）90 が併設されている。この ECU 90 は、CPU の他、各種のプログラム及びマップを記憶する ROM、RAM 等を備えており、内燃機関 1 の運転条件や運転者の要求に応じて内燃機関 1 の運転状態等を制御するユニットである。

ここで、アクセル開度センサ 92 が ECU 90 と電氣的に接続されており、ECU 90 はアクセル開度に応じた信号を受け取り、それより内燃機関 1 に要求される機関負荷等を算出する。また、クランクポジションセンサ 91 が ECU 90 と電氣的に接続されており、ECU 90 は内燃機関 1 の出力軸の回転角に応じた信号を受け取り、内燃機関 1 の機関回転速度や、該機関回転速度とギア比等から内燃機関 1 が搭載されている車両の車両速度等を算出する。

更に、可変圧縮比機構 9 を構成するモータ 9 f が ECU 90 と電氣的に接続されている。そして、ECU 90 からの指令によりモータ 9 f が駆動されて、可変圧縮比機構 9 による内燃機関 1 の圧縮比の変更が行われる。この内燃機関 1 の圧縮比の変更は、内燃機関 1 の運転状態に基づいて行われる。例えば、内燃機関 1 の運転状態を機関負荷と機関回転速度で表す場合、低機関負荷から高機関負荷になるに従い又は低機関回転速度から高機関回転速度になるに従い、シリンダブロック 3 をクランクケース 4 から遠ざける方向にモータ 9 f を駆動して、内燃機関 1 の圧縮比を高圧縮比から低圧縮比へと移行させる。

次に、内燃機関 1 の、該内燃機関 1 が搭載されるいわゆるフロントエンジンフロントドライブ方式の車両（以下、単に「車両」という）への取り付けについて、図 2、図 3 に基づいて説明する。図 2 は、内燃機関 1 の取り付けの状態および

圧縮比変更の様子を、内燃機関 1 の側面から表した図である。そして、図 2 (a) はシリンダ 2 の軸線方向にシリンダブロック 3 とクランクケース 4 とが相対的に近づき、内燃機関 1 の圧縮比が比較的高い圧縮比（以下、単に「高圧縮比」という）となっている状態を示し、図 2 (b) はシリンダ 2 の軸線方向にシリンダブロック 3 とクランクケース 4 とが相対的に遠ざかり、内燃機関 1 の圧縮比が比較的低い圧縮比（以下、単に「低圧縮比」という）となっている状態を示す。図 2 に示すように、シリンダブロック 3 がシリンダ 2 の軸線方向に Δh 相対移動することで、内燃機関 1 の圧縮比が変更される。

また、図 3 は、内燃機関 1 において、圧縮比を高圧縮比側から低圧縮比側へ移行させるときの、内燃機関 1 に働く力、回転モーメントの様子を表した図である。図 3 (a) は内燃機関 1 の取付の状態を側面側から見た図であり、図 3 (b) は内燃機関 1 の取付の状態を、内燃機関 1 の前面側（後述するトランスミッション装置が設けられていない側）からみた図である。

ここで、内燃機関 1 のクランクシャフト 13 は、減速機、前後進切替機構等で構成される中間伝達部 34 に繋がる。更に、中間伝達部 34 が、車両の両輪へと繋がるディファレンシャルギアへの最終出力部 35 へと繋がることで、内燃機関 1 の機関出力が車輪へと伝達される。そして、最終出力部 35 は、内燃機関 1 の機関出力を伝える出力軸 RC 1（図 3 (b) において図示されている）を有する。このように、中間伝達部 34 と最終出力部 35 によって、内燃機関 1 のトランスミッション装置が構成される。

内燃機関 1 においては、シリンダブロック 3 がクランクケース 4 の上側に位置するようにマウント部 31、マウント部 32 によって車体部材 29 に取り付けられている。詳細には、内燃機関 1 は、その前面においてクランクケース 4 に連結されたアーム 30 を介してマウント部 31 によって、車両の車体部材 29 と接続されている。更に、内燃機関 1 は、その背面において中間伝達部 34 に連結されたアーム 33 を介してマウント部 32 によって、車両の車体部材 29 と接続されている。このマウント部 31 とマウント部 32 は、アーム 30 又はアーム 33 と車体部材 29 との間を、弾性部材や液封部材等の振動減衰部材によって連結する。

ここで、マウント部 31 とマウント部 32 とを結ぶ直線（以下、「マウント軸」という）は、図 3 において RC 2 で表されており、内燃機関 1 と、中間伝達部 34、最終出力部 35 のトランスミッション装置とで構成される内燃機関 1 の駆動装置の慣性主軸を形成する。慣性主軸は、内燃機関 1 の駆動装置の慣性モーメントを最小とする回転軸である。このように車両に取り付けられる内燃機関 1 においては、燃焼によるクランクシャフト 13 の回転等に起因して、マウント軸を回転中心として内燃機関 1 が振動する場合がある。しかし、該線が慣性主軸を形成するため内燃機関 1 の振動による車両の振動は可及的に抑制される。

また、内燃機関 1 の側面には、中間伝達部 34 に連結されたアーム 37、アーム 38 を介して、ストッパ 36、ストッパ 38 が設けられている。尚、明確に図示されてはいないが、ストッパ 36、ストッパ 38 も車体部材 29 と接続される。

このように車両に取り付けられる内燃機関 1 において、機関負荷が低負荷の状態から高負荷の状態へ移行した場合、ノッキングを回避するために圧縮比を高圧縮比の状態から低圧縮比の状態へと移行する必要がある、その移行に要する時間は可及的に短い方が好ましい。ここで、圧縮比を低圧縮比側の状態とするためには、可変圧縮比機構 9 によってシリンダブロック 3 をクランクケース 4 から遠ざけるように相対移動させる。このとき、クランクケース 4 は、アーム 30、マウント部 31 によって車体部材 29 に取り付けられている。そのため、シリンダブロック 3 がクランクケース 4 から遠ざかるべく可変圧縮比機構 9 によって駆動されると、その反力としてクランクケース 4 を車体部材 29 に押しつける力 PL が作用する。力 PL は、シリンダ 2 の軸線 CL 1 上に、図 3 において下向きに作用する。

一方で、内燃機関の機関負荷が高負荷状態になることで、出力軸 RC 1 から車両の車輪へと内燃機関 1 の駆動力が伝達される。そして、該駆動力が地面へ伝わると、地面から一定の反力が車輪へ伝わり、その結果、出力軸 RC 1 回りの回転モーメント TD が発生する。本実施の形態においては、回転モーメント TD は、図 3 (b) において反時計回りの回転方向を有する。

ここで、本実施の形態に係る内燃機関 1 とそのトランスミッション装置におい

て、図3(b)に示すように、出力軸RC1は軸線CL1に対して距離D離れた左側に位置し、マウント軸RC2は軸線CL1に対して距離e離れた左側に位置するべく、マウント部31、マウント32の位置が決定されている。

そして、上述の力PLが発生することによって、出力軸RC1、マウント軸RC2を回転中心として内燃機関1とそのトランスミッション装置を揺動する回転モーメントが発生する。ここで、軸線CL1、出力軸RC1、マウント軸RC2の位置関係から、力PLに起因する出力軸RC1回りの回転モーメントM1($PL \times D$ で表される)は、図3(b)において時計回りの回転方向を有する。また、力PLに起因するマウント軸RC2回りの回転モーメントM2($PL \times e$ で表される)は、図3(b)において時計回りの回転方向を有する。

即ち、回転モーメントTDの回転方向は、回転モーメントM1、回転モーメントM2の回転方向と逆向きである。これにより、本実施の形態に示すようにマウント部31、マウント部32で車体部材29に取り付けられた内燃機関1において、圧縮比の変更に際して生じる回転モーメントと回転モーメントTDが、互いの作用を打ち消し合うことが可能となる。その結果、圧縮比の変更に際して、車両の振動をより効率的に抑制し得る。

尚、回転モーメントTDの回転方向と、回転モーメントM1又は回転モーメントM2の回転方向のいずれかと、が互いに逆向きとなるように、マウント部31、マウント部32および内燃機関1の向きが設定されてもよい。即ち、マウント部31とマウント部32の位置によって生じる回転モーメントを考慮して内燃機関1の向きを決定し、以て回転モーメントTDと、回転モーメントM1又は回転モーメントM2の少なくとも一方とを相殺するようにしてもよい。

<実施例2>

本発明に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置の第二の実施の形態について、図4に基づいて説明する。尚、本実施の形態における内燃機関1等において、図1～図3に示す内燃機関1等と同一の構成要素については同一の参照番号を付して、その説明を省略する。図4は、図3と同様に、内燃機関1において、圧縮比を高圧縮比側から低圧縮比側へ移行させるときの、内燃機関1に働く力、回転モーメントの様子を表した図である。

本実施の形態において、上述の第一の実施の形態と異なる点は、マウント部 3 1 がシリンダブロック 3 と繋がるアーム 4 0 と接続されている点である。即ち、本実施の形態における内燃機関 1 は、シリンダブロック 3 が車体部材 2 9 に取り付けられた状態で、圧縮比の変更が行われる。その結果、クランクケース 4 の重力エネルギーをシリンダブロック 3 とクランクケース 4 とが相対的に遠ざかる場合に利用することで、低圧縮比への変更を容易に行うことが可能となる。

ここで、第一の実施の形態と同様に、出力軸 RC 1、マウント軸 RC 2 の回りに発生する回転モーメントについて説明する。尚、本実施の形態においては、マウント軸 RC 2 はマウント部 3 2 とマウント部 3 1 とを結ぶ線であり、また地面から車輪を通して伝わる出力軸 RC 1 回りの回転モーメント TD の回転方向は、時計回りである。内燃機関 1 において、機関負荷が低負荷側から高負荷側へと変化したとき、可変圧縮比機構 9 によってシリンダブロック 3 とクランクケース 4 との相対移動が行われ、圧縮比が低下される。このとき、シリンダブロック 3 は、アーム 4 0、マウント部 3 1 によって車体部材 2 9 に取り付けられている。そのため、クランクケース 4 がシリンダブロック 3 から遠ざかるべく可変圧縮比機構 9 によって駆動されると、その反力としてシリンダブロック 3 を車体部材 2 9 から引き離そうとする力 PL が作用する。力 PL は、シリンダ 2 の軸線 CL 1 上に、図 4 において上向きに作用する。

また、本実施の形態に係る内燃機関 1 とそのトランスミッション装置においては、出力軸 RC 1 は軸線 CL 1 に対して距離 D 離れた左側に位置し、マウント軸 RC 2 は軸線 CL 1 に対して距離 e 離れた左側に位置するべく、マウント部 3 1、マウント部 3 2 の位置が決定されている。

そして、上述の力 PL が発生することによって、出力軸 RC 1、マウント軸 RC 2 を回転中心として内燃機関 1 とそのトランスミッション装置を揺動する回転モーメントが発生する。ここで、軸線 CL 1、出力軸 RC 1、マウント軸 RC 2 の位置関係から、力 PL に起因する出力軸 RC 1 回りの回転モーメント M1 ($PL \times D$ で表される) は、図 4 (b) において反時計回りの回転方向を有する。また、力 PL に起因するマウント軸 RC 2 回りの回転モーメント M2 ($PL \times e$ で表される) は、図 4 (b) において反時計回りの回転方向を有する。

即ち、回転モーメントTDの回転方向は、回転モーメントM1、回転モーメントM2の回転方向と逆向きである。これにより、本実施の形態に示すようにマウント部31、マウント部32で車体部材29に取り付けられた内燃機関1において、圧縮比の変更に際して生じる回転モーメントと回転モーメントTDが、互いの作用を打ち消し合うことが可能となる。その結果、圧縮比の変更に際して、車両の振動をより効率的に抑制し得る。

尚、回転モーメントTDの回転方向と、回転モーメントM1又は回転モーメントM2の回転方向のいずれかと、が互いに逆向きとなるように、マウント部31、マウント部32および内燃機関1の向きが設定されてもよい。即ち、マウント部31とマウント部32の位置によって生じる回転モーメントを考慮して内燃機関1の向きを決定し、以て回転モーメントTDと、回転モーメントM1又は回転モーメントM2の少なくとも一方とを相殺するようにしてもよい。

<実施例3>

本発明に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置の第三の実施の形態について、図5に基づいて説明する。尚、本実施の形態における内燃機関1等において、図1～図4に示す内燃機関1等と同一の構成要素については同一の参照番号を付して、その説明を省略する。図5は、図3と同様に、内燃機関1において、圧縮比を高圧縮比側から低圧縮比側へ移行させるときの、内燃機関1に働く力、回転モーメントの様子を表した図である。

本実施の形態に示す内燃機関1の前面での車体部材29への取付けは、クランクケース4と繋がるアーム30を介してマウント部31で車体部材29へ取り付けられるとともに、シリンダブロック3と繋がるアーム41を介してマウント部42で車体部材29へ取り付けられている。即ち、本実施の形態における内燃機関1は、シリンダブロック3とクランクケース4との両者が車体部材29に取り付けられた状態で、マウント部31とマウント部42の弾性変形の範囲内でシリンダブロック3とクランクケース4とが相対移動することで、圧縮比の変更が行われる。その結果、一のマウント部に係る荷重が軽減されるとともに、クランクケース4の重力エネルギーをシリンダブロック3とクランクケース4とが相対的に遠ざかる場合に利用することで、低圧縮比への変更を容易に行うことが可能と

なる。

ここで、マウント部 31 とマウント部 32 とを結ぶ直線であるマウント軸は、本実施の形態においてのみ第一マウント軸といい、図 5 において RC 2 で表されている。更に、マウント部 32 とマウント部 42 とを結ぶ直線を本実施の形態においては第二マウント軸といい、図 5 において RC 3 で表されている。尚、第一の実施の形態と同様に、第一マウント軸 RC 2 が、内燃機関 1 とそのトランスミッション装置の慣性主軸を形成する。

ここで、出力軸 RC 1、第一マウント軸 RC 2、第二マウント軸 RC 3 の回りに発生する回転モーメントについて説明する。尚、本実施の形態においては、地面から車輪を通して伝わる出力軸 RC 1 回りの回転モーメント TD の回転方向は、反時計回りとする。内燃機関 1 において、機関負荷が低負荷側から高負荷側へと変化したとき、可変圧縮比機構 9 によってシリンダブロック 3 とクランクケース 4 との相対移動が行われ、圧縮比が低下される。このとき、シリンダブロック 3 およびクランクケース 4 は、各アーム 30、41、各マウント部 31、42 によって車体部材 29 に取り付けられている。そのため、シリンダブロック 3 とクランクケース 4 との相対移動が、マウント部 31、42 における弾性変化の範囲内で行われることで、クランクケース 4 を車体部材に押し付けようとする力 PL-1 と、シリンダブロック 3 を車体部材 29 から引き離そうとする力 PL-2 が作用する。力 PL-1 は、シリンダ 2 の軸線 CL 1 上に、図 5 において上向きに作用し、力 PL-2 は、シリンダ 2 の軸線 CL 1 上に上向きに作用する。

また、本実施の形態に係る内燃機関 1 とそのトランスミッション装置においては、出力軸 RC 1 は軸線 CL 1 に対して距離 D 離れた左側に位置し、第一マウント軸 RC 2 は軸線 CL 1 に対して距離 e 離れた左側に位置し、第二マウント軸 RC 3 は軸線 CL 1 に対して距離 e 離れた右側に位置するべく、マウント部 31、マウント部 32、マウント部 42 の位置が決定されている。

そして、上述の力 PL-1、PL-2 が発生することによって、出力軸 RC 1、第一マウント軸 RC 2、第二マウント軸 RC 3 を回転中心として内燃機関 1 とそのトランスミッション装置を揺動する回転モーメントが発生する。ここで、軸線 CL 1、出力軸 RC 1、第一マウント軸 RC 2、第二マウント軸 RC 3 の位置

関係から、力 $PL-1$ に起因する出力軸 $RC1$ 回りの回転モーメント $M1-1$ ($PL-1 \times D$ で表される)は、図5 (b)において時計回りの回転方向を有する。また、力 $PL-2$ に起因する出力軸 $RC1$ 回りの回転モーメント $M1-2$ ($PL-2 \times D$ で表される)は、図5 (b)において反時計回りの回転方向を有する。

一方で、力 $PL-1$ に起因する第一マウント軸 $RC2$ 回りの回転モーメント $M2-1$ ($PL-1 \times e$ で表される)は、図5 (b)において時計回りの回転方向を有する。また、力 $PL-2$ に起因する第二マウント軸 $RC3$ 回りの回転モーメント $M2-2$ ($PL-2 \times e$ で表される)は、図5 (b)において時計回りの回転方向を有する。

即ち、回転モーメント TD の回転方向は、回転モーメント $M1-2$ とは同一方向であるが、回転モーメント $M1-1$ 、回転モーメント $M2-1$ 、 $M2-2$ の回転方向と逆向きである。これにより、本実施の形態に示すようにマウント部31、マウント部32、マウント部42で車体部材29に取り付けられた内燃機関1において、圧縮比の変更に際して生じる回転モーメントの一部と回転モーメント TD が、互いの作用を打ち消し合うことが可能となる。その結果、圧縮比の変更に際して、車両の振動をより効率的に抑制し得る。

尚、回転モーメント TD の回転方向と、回転モーメント $M1-1$ 、 $M1-2$ 、 $M2-1$ 、 $M2-2$ の少なくともいずれかと、が互いに逆向きとなるように、マウント部31、マウント部32および内燃機関1の向きが設定されてもよい。即ち、マウント部31とマウント部32の位置によって生じる回転モーメントを考慮して内燃機関1の向きを決定し、以て回転モーメント TD と、回転モーメント $M1-1$ 、 $M1-2$ 、 $M2-1$ 、 $M2-2$ の少なくともいずれかとを相殺するようにしてもよい。

<実施例4>

本発明に係る可変圧縮比内燃機関のマウント装置の第四の実施の形態について、図6に基づいて説明する。尚、本実施の形態における内燃機関1等において、図1～図4に示す内燃機関1等と同一の構成要素については同一の参照番号を付して、その説明を省略する。図6は、図3と同様に、内燃機関1において、圧縮

比を高圧縮比側から低圧縮比側へ移行させるときの、内燃機関 1 に働く力、回転モーメントの様子を表した図である。

本実施の形態に示す内燃機関 1 の前面での車体部材 29 への取付けは、上述の第一の実施の形態～第三の実施の形態とは異なり、クランクケース 4 がシリンダブロック 3 の上側に位置する状態で、クランクケース 4 と繋がるアーム 43 を介してマウント部 44 で車体部材 29 へ取り付けられている。即ち、本実施の形態における内燃機関 1 では、クランクケース 4 が車体部材 29 に取り付けられた状態で圧縮比の変更が行われるため、シリンダブロック 3 の重力エネルギーをシリンダブロック 3 とクランクケース 4 とが相対的に遠ざかる場合に利用することで、クランクケース 4 やトランスミッション装置の位置を変更することなく、低圧縮比への変更を容易に行うことが可能となる。

ここで、マウント部 44 とマウント部 32 とを結ぶ直線であるマウント軸は、本実施の形態においては図 6 において RC 2 で表されている。尚、第一の実施の形態と同様に、マウント軸 RC 2 が、内燃機関 1 とそのトランスミッション装置の慣性主軸を形成する。

ここで、出力軸 RC 1、マウント軸 RC 2 の回りに発生する回転モーメントについて説明する。尚、本実施の形態においては、地面から車輪を通して伝わる出力軸 RC 1 回りの回転モーメント TD の回転方向は、時計回りとする。内燃機関 1 において、機関負荷が低負荷側から高負荷側へと変化したとき、可変圧縮比機構 9 によってシリンダブロック 3 とクランクケース 4 との相対移動が行われ、圧縮比が低下される。このとき、クランクケース 4 は、アーム 43、マウント部 44 によって車体部材 29 に取り付けられている。そのため、シリンダブロック 3 がクランクケース 4 から遠ざかるべく可変圧縮比機構 9 によって駆動されると、その反力としてクランクケース 4 を車体部材 29 から引き離そうとする力 PL が作用する。力 PL は、シリンダ 2 の軸線 CL 1 上に、図 6 において上向きに作用する。

また、本実施の形態に係る内燃機関 1 とそのトランスミッション装置においては、出力軸 RC 1 は軸線 CL 1 に対して距離 D 離れた左側に位置し、マウント軸 RC 2 は軸線 CL 1 に対して距離 e 離れた左側に位置するべく、マウント部 32

、マウント部 4 4 の位置が決定されている。

そして、上述の力 P_L が発生することによって、出力軸 $RC1$ 、マウント軸 $RC2$ を回転中心として内燃機関 1 とそのトランスミッション装置を揺動する回転モーメントが発生する。ここで、軸線 $CL1$ 、出力軸 $RC1$ 、マウント軸 $RC2$ の位置関係から、力 P_L に起因する出力軸 $RC1$ 回りの回転モーメント $M1$ ($P_L \times D$ で表される) は、図 6 (b) において反時計回りの回転方向を有する。また、力 P_L に起因するマウント軸 $RC2$ 回りの回転モーメント $M2$ ($P_L \times e$ で表される) は、図 6 (b) において反時計回りの回転方向を有する。

即ち、回転モーメント TD の回転方向は、回転モーメント $M1$ 、回転モーメント $M2$ の回転方向と逆向きである。これにより、本実施の形態に示すようにマウント部 4 4、マウント部 3 2 で車体部材 2 9 に取り付けられた内燃機関 1 において、圧縮比の変更に際して生じる回転モーメントと回転モーメント TD が、互いの作用を打ち消し合うことが可能となる。その結果、圧縮比の変更に際して、車両の振動をより効率的に抑制し得る。

尚、回転モーメント TD の回転方向と、回転モーメント $M1$ 又は回転モーメント $M2$ の回転方向のいずれかと、が互いに逆向きとなるように、マウント部 3 1、マウント部 3 2 および内燃機関 1 の向きが設定されてもよい。即ち、マウント部 3 1 とマウント部 3 2 の位置によって生じる回転モーメントを考慮して内燃機関 1 の向きを決定し、以て回転モーメント TD と、回転モーメント $M1$ 又は回転モーメント $M2$ の少なくとも一方とを相殺するようにしてもよい。

産業上の利用可能性

以上より、シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関において、車体部材への取り付けを行うマウント装置の具体的な態様を示すとともに、車両の振動をより効率的に抑制し得るマウント装置を提供することが可能となる。

請求の範囲

1. シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、

前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記シリンダブロックが前記クランクケースの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、

更に、前記第二マウント部は、前記クランクケースに設けられることを特徴とする可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

2. シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、

前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記シリンダブロックが前記クランクケースの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、

更に、前記第二マウント部は、前記シリンダブロックに設けられることを特徴とする可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

3. シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、

前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記シリンダブロックが前記クランクケースの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、

更に、前記第二マウント部は、前記シリンダブロックに設けられたシリンダブロック側マウント部と、前記クランクケースに設けられたクランクケース側マウント部とで構成されることを特徴とする可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

4. シリンダブロックとクランクケースとをシリンダの軸線方向に相対移動させることで圧縮比を変更可能とする可変圧縮比内燃機関を車体部材に取り付けるマウント装置において、

前記可変圧縮比内燃機関は、クランクシャフトが繋がるトランスミッション装置に設けられた第一マウント部と該可変圧縮比内燃機関に設けられた第二マウント部の少なくとも二カ所で、前記クランクケースが前記シリンダブロックの上側に位置する状態で前記車体部材に取り付けられ、

更に、前記第二マウント部は、前記クランクケースに設けられることを特徴とする可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

5. 前記可変圧縮比内燃機関におけるシリンダ内の燃焼に起因して生じる、前記トランスミッション装置の出力軸回りのモーメントであって、該可変圧縮比内燃機関に作用する回転モーメントの向きが、前記可変圧縮比内燃機関における所定の圧縮比変更時に前記第二マウント部が設けられた前記シリンダブロック又は前記クランクケースの何れかに働く力によって生じる該出力軸回りの回転モーメントの向きと逆向きとなるべく、前記第一マウント部と前記第二マウント部および前記可変圧縮比内燃機関の向きが設定されることを特徴とする請求項1から請求項4の何れかに記載の可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

6. 前記可変圧縮比内燃機関におけるシリンダ内の燃焼に起因して生じる、前記トランスミッション装置の出力軸回りのモーメントであって、該可変圧縮比内燃機関に作用する回転モーメントの向きが、前記可変圧縮比内燃機関における所定の圧縮比変更時に前記第二マウント部が設けられた前記シリンダブロック又は前記クランクケースの何れかに働く力によって生じる、前記第一マウント部と前記第二マウント部とを結ぶマウント軸回りの回転モーメントの向きと逆向きとなるべく、前記第一マウント部と前記第二マウント部および前記可変圧縮比内燃機関の向きが設定されることを特徴とする請求項1から請求項4の何れかに記載の可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

7. 前記所定の圧縮比変更時は、前記シリンダブロックを前記クランクケースから相対的に遠ざけることで圧縮比を低下させる時期であることを特徴とする請求項5又は請求項6に記載の可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

8. 前記可変圧縮比内燃機関は、フロントエンジンフロントドライブ方式の車両駆動用内燃機関であることを特徴とする請求項5から請求項7の何れかに記載の可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

9. 前記第一マウント部と前記第二マウント部とを結ぶ線は、前記可変圧縮比内燃機関と前記トランスミッション装置とから構成される駆動装置の慣性モーメントを最小とする慣性主軸を形成し、若しくは該慣性主軸から所定の範囲内に含まれることを特徴とする請求項1から請求項8の何れかに記載の可変圧縮比内燃機関のマウント装置。

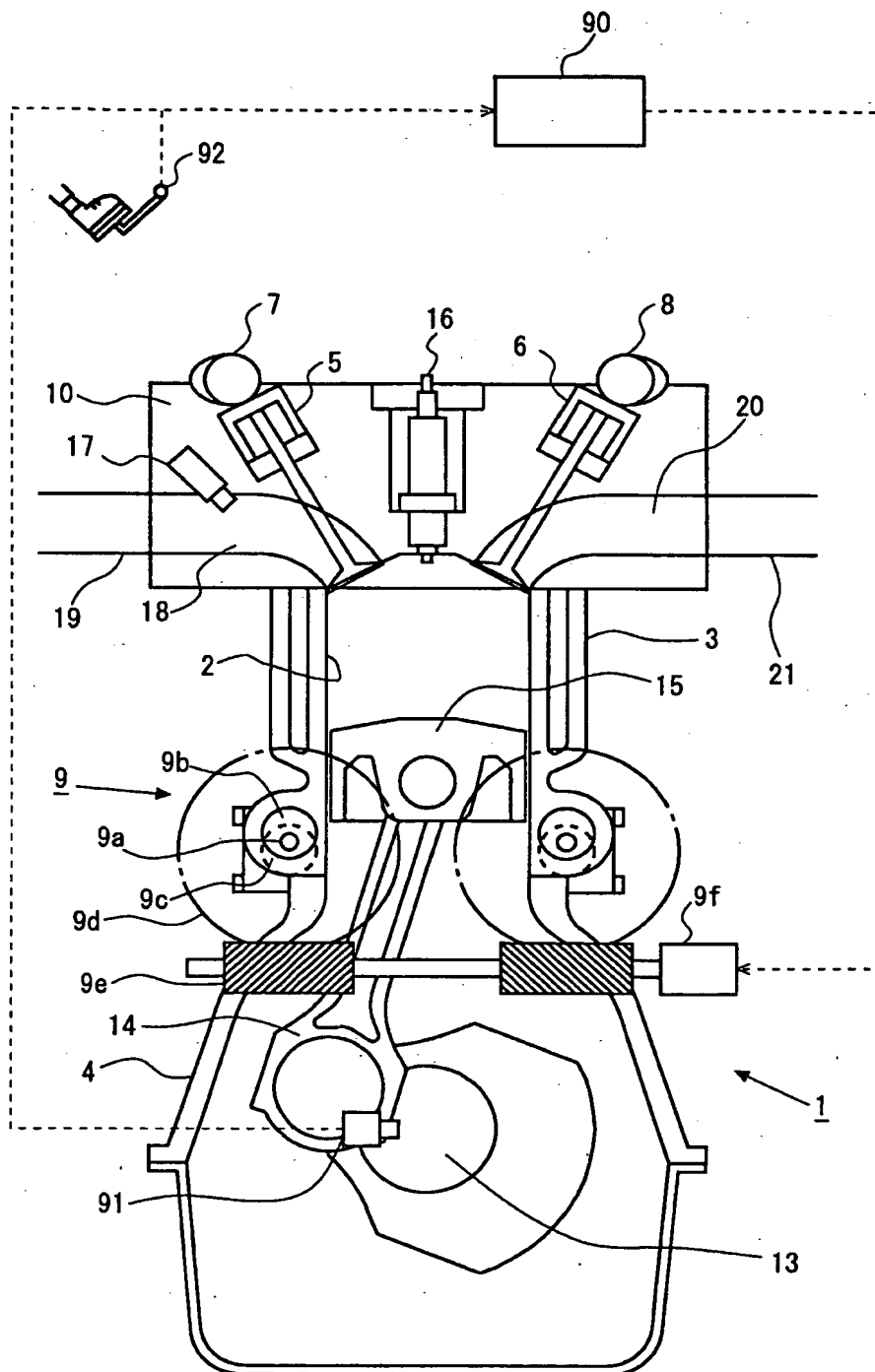


FIG. 1

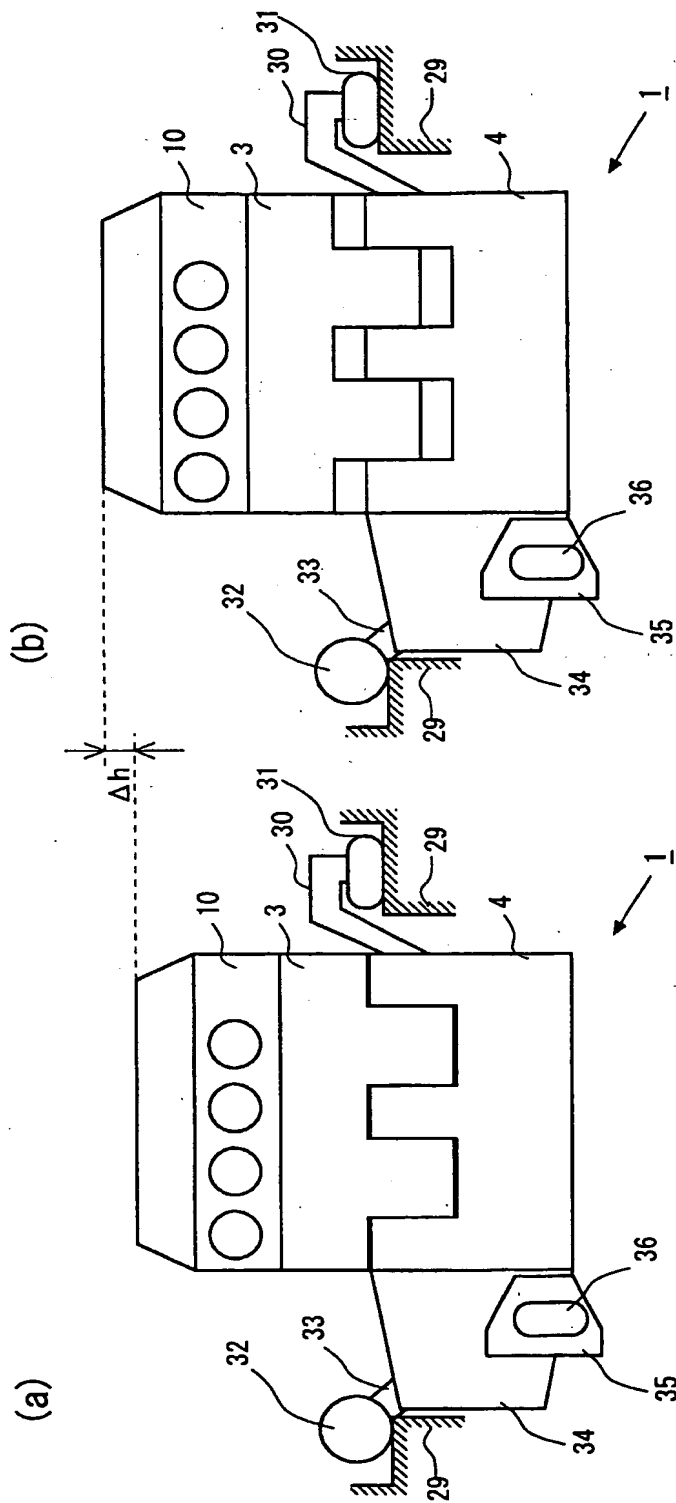


FIG. 2

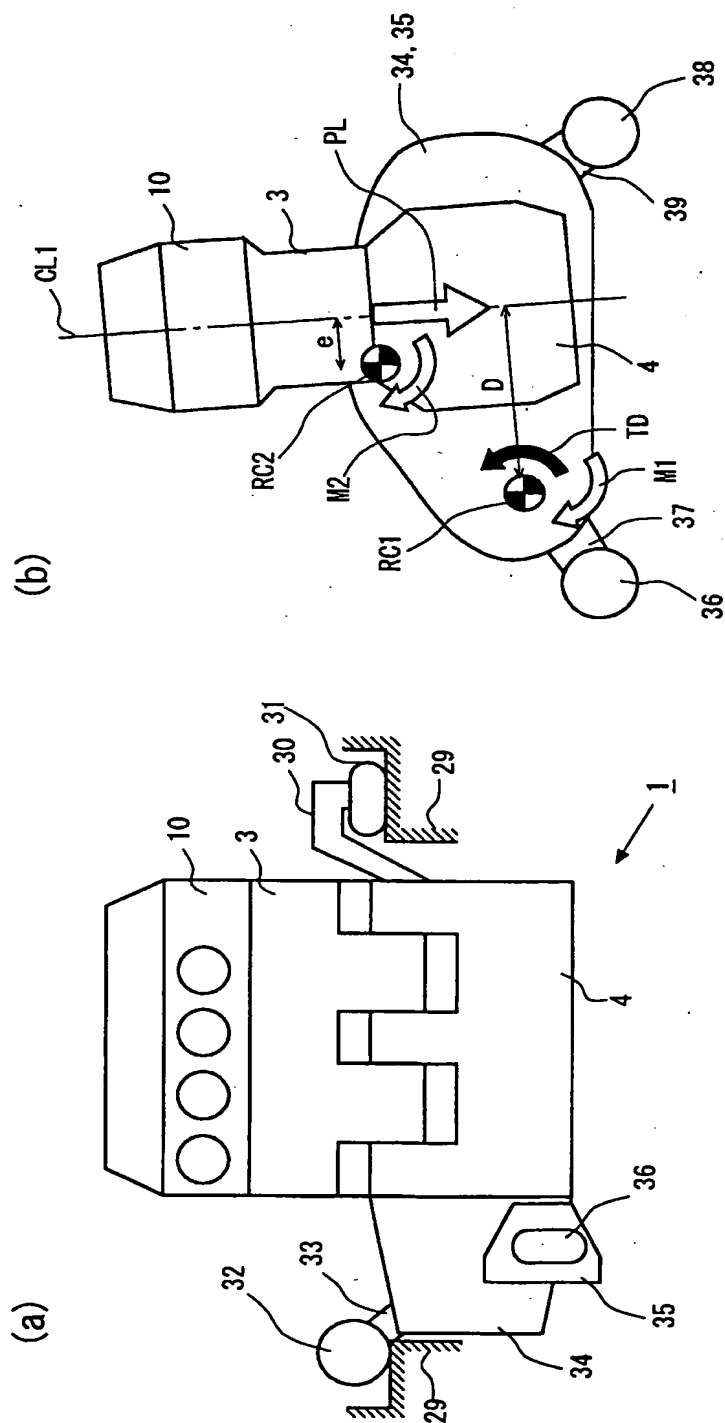


FIG. 3

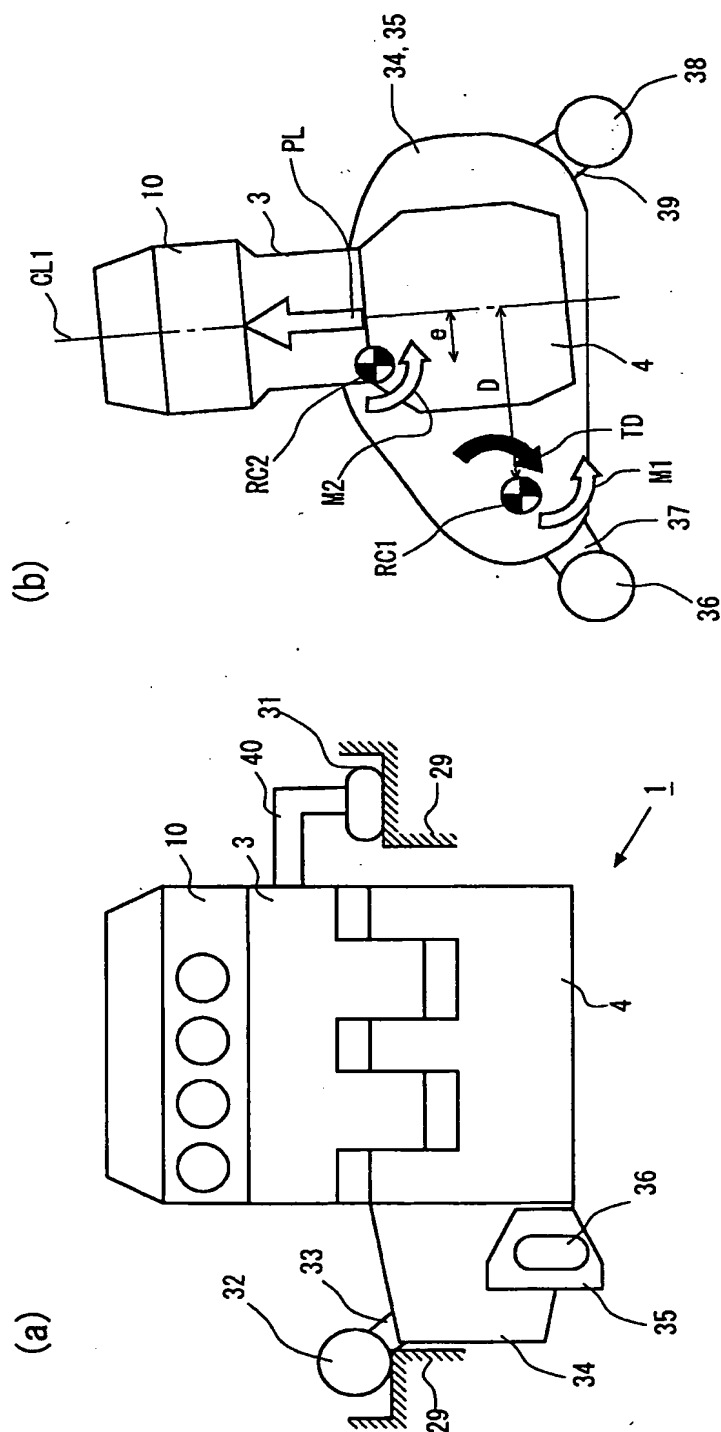


FIG. 4

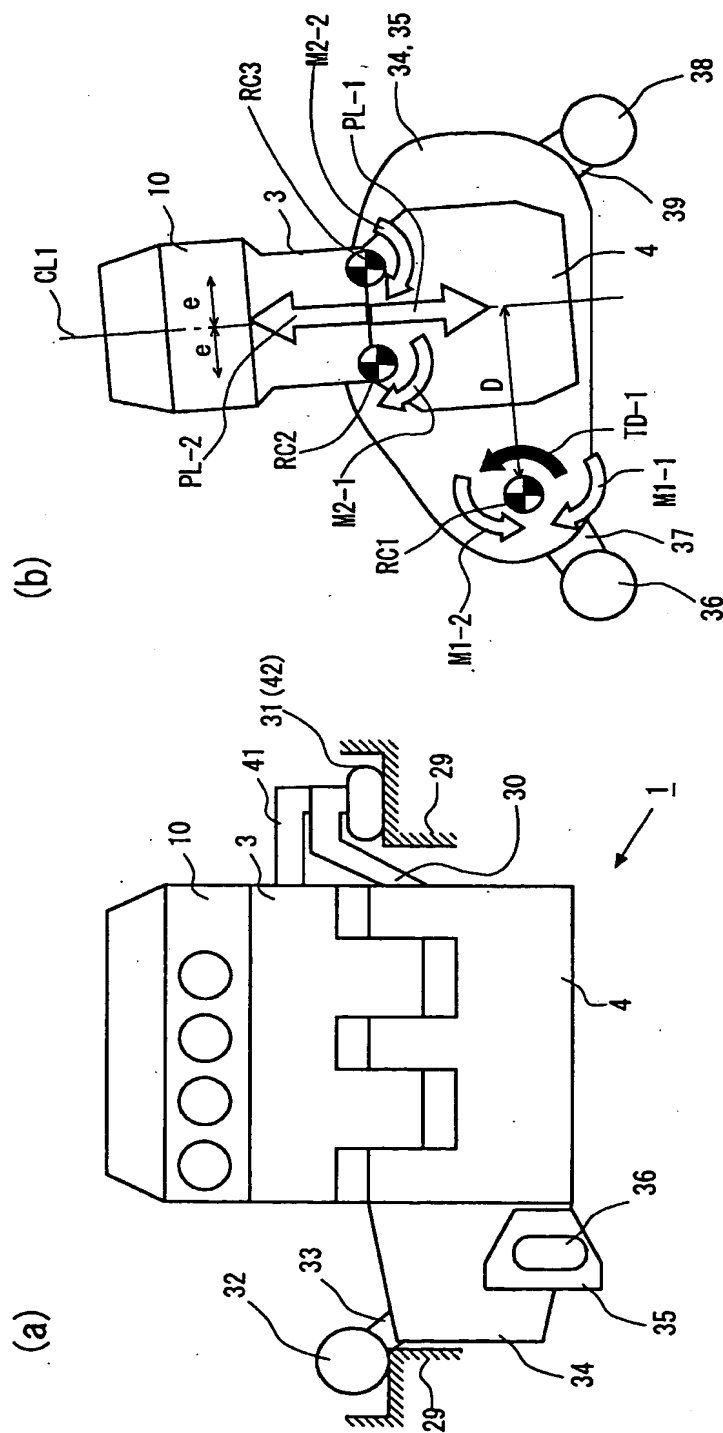


FIG. 5

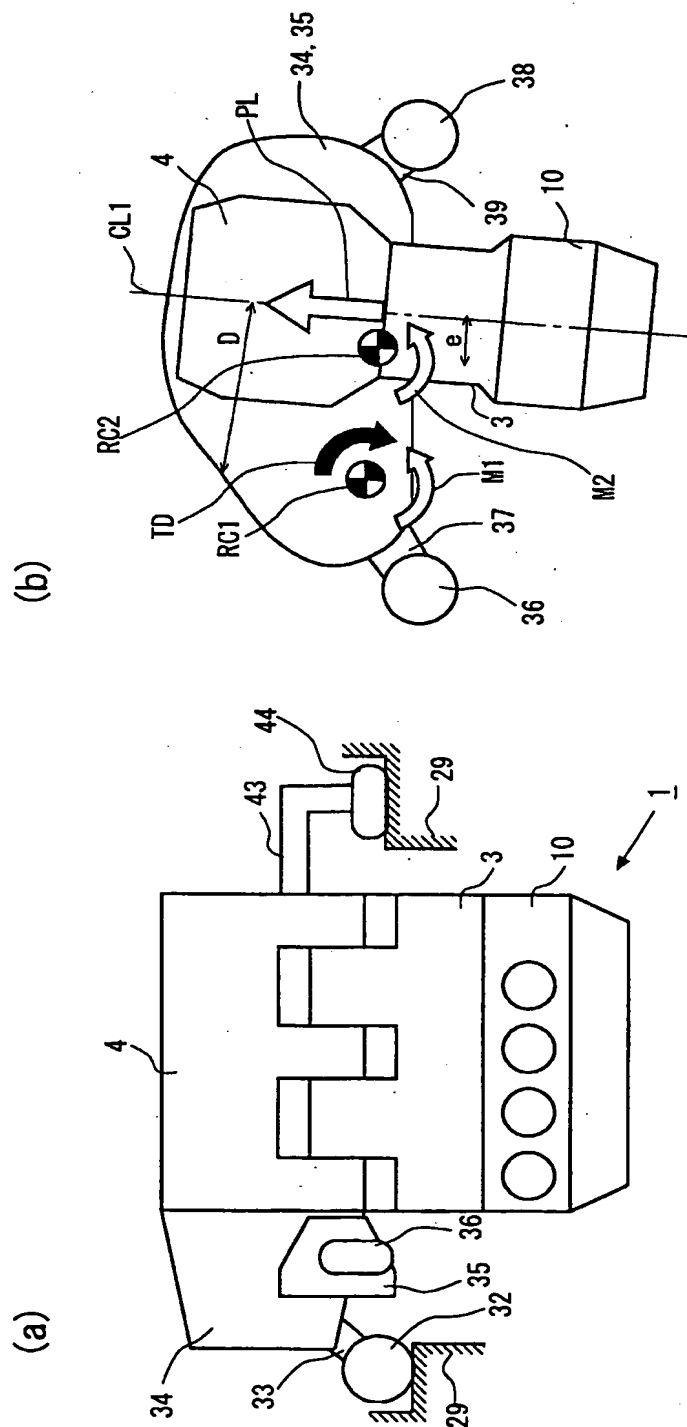


FIG. 6